

ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.110.321.012

Т. Н. Микулик, инж., Г. Н. Рейзина, д-р техн. наук, Белорусский национальный технический университет
E-mail: greizina@gmail.com

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СИДЕНЬЯ НА ВИБРОНАГРУЖЕННОСТЬ ОПЕРАТОРА (ВОДИТЕЛЯ)

Целью данной работы являлись теоретические и экспериментальные исследования влияния колебаний на оператора (водителя). Полученные результаты позволяют оценить упругодемпфирующие характеристики сиденья, сложность восприятия колебаний водителем.

Ключевые слова: подвеска сиденья, вибронагруженность, индекс напряжения, физиологическое состояние оператора (водителя).

С целью нормализации условий труда испытателя-водителя тракторов "Беларус" были исследованы характеристики колебательного процесса рабочего места, позволяющие оценить возможность виброзащиты от колебаний и определить характеристики виброизолирующей подвески. Основное значение имеет частота и демпфирование низкочастотной составляющей. Отношение перемещений и ускорений масс водителя и основания кабины при возмущении со стороны дороги позволяет оценить влияние собственной частоты ω_c (жесткость сиденья c_c) на колебания оператора.

На рис. 1 приведены кривые, полученные в результате моделирования колебаний системы "оператор—сиденье" для низкочастотной составляющей при переезде единичной (а) и периодической (б) неровностей.

При переезде единичной неровности, то есть при $\omega_c = (0,5 - 1,8)\omega_k$, отклонения сиденья водителя превышают перемещения основания кабины, а при периодических неровностях упругий элемент сиденья позволяет уменьшить колебания водителя только для случая

$\omega_c < 0,8\omega_k$. Аналогичная зависимость прослеживается и для отношения ускорений оператора на сиденье.

Из анализа полученных амплитудно-частотных характеристик в результате моделирования четырехмассовой системы "оператор—сиденье—остов—колесо" определено, что наибольшие всплески амплитуд соответствуют низкочастотному диапазону около 1,5 Гц и высокочастотному 7—10 Гц. Увеличение амплитуд при частотах 2,8 и 7,6 Гц является следствием поддрессоривания кабины и сиденья.

Наибольший уровень вертикальных ускорений наблюдается на рабочем месте оператора, что указывает на достаточно большую жесткость упругих элементов кабины.

При частоте 3,2 Гц возникает второй всплеск амплитуд перемещений. С дальнейшим увеличением частоты возмущений амплитуды колебаний уменьшаются по сравнению с амплитудой возмущения, что объясняется демпфированием (поглощением) шин. На частоте 10—11 Гц амплитуды колебаний, особенно амплитуда остова, значительно увеличиваются: в 1,5—1,7 раза по сравнению с амплитудами возмущений.

На сиденье при частоте 7,5 Гц продольные колебания достигают 0,8g, при дальнейшем увеличении частоты — заметно снижаются. Данные результаты исследований позволяют сделать предварительные выводы:

1) в принятой модели поддрессоривания на рабочем месте оператора наблюдаются три резонансных режима по перемещениям, наибольший резонанс — в диапазоне 1,4—1,8 Гц, когда амплитуды перемещений кабины увеличиваются в 2,4 раза, а на сиденье оператора — в 2 раза;

2) максимальный уровень вибронагруженности по вертикальным ускорениям соответствует частоте 9—9,5 Гц, при амплитуде возмущений 5 см на полу кабины ускорения 0,8g, а сиденья оператора 1,2g (рис. 2).

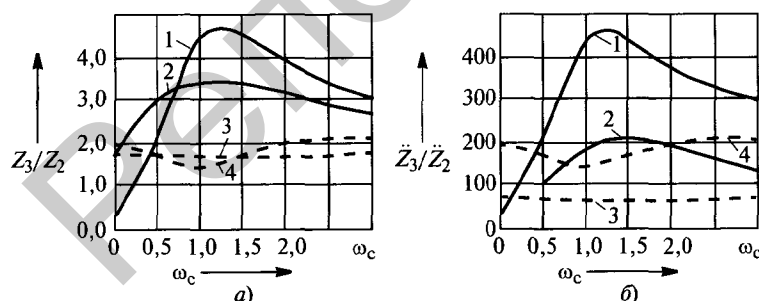


Рис. 1. Изменение амплитуд колебаний водителя (сплошные линии) z_3 и основания кабины (штриховые линии) z_2 в зависимости от отношения частот:

а — перемещения; б — ускорения; 1 и 4 — при периодическом возмущении; 2 и 3 — при единичном

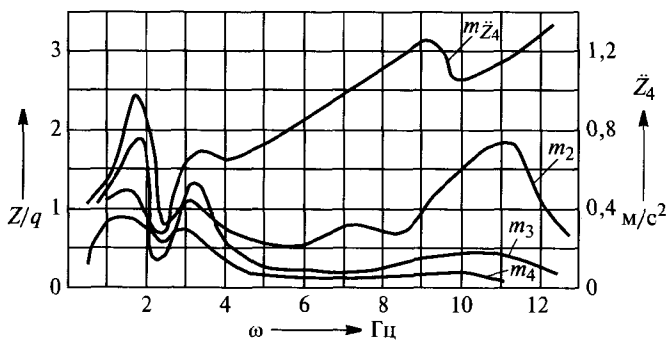


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики отношений перемещений масс m_2 , m_3 , m_4 к возмущению и ускорение массы m_4

В настоящее время существует ряд критериев, учитывающих как интенсивность, так и частоту колебаний, действующих на оператора (водителя). Международная организация по стандартизации предлагает оценивать вибронегруженность с помощью среднеквадратических ускорений $\sigma_{\ddot{z}}$ водителя на сиденье, приведенных к полосе частот 4–8 Гц:

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n D_i k_i^2},$$

где D_i — дисперсия ускорений водителя на сиденье i -й октавной полосы; k_i — коэффициенты приведенных октавных полос в диапазонах 2–4, 4–8, 8–16, 16–31,5 Гц для вертикальных ускорений соответственно равны 0,6; 0,85; 1; 0,71; 0,355 [1, с. 332].

Оценка ощущений по вибронегруженности основана на предположении [2], что колебания, действующие на оператора (водителя), зависят от величины мощности, подводимой к основанию сиденья:

$$W = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t (P(t)v(t))dt,$$

где $P(t)$ — сила, действующая на оператора; $v(t)$ — скорость колебаний основания сиденья.

Так как состояние оператора (водителя) и его ощущения зависят в основном от частоты колебаний, Р. В. Ротенберг [2, 3] предлагает оценивать поглощаемую мощность, учитывая среднее квадратическое ускорение и направление: вертикальное, продольное и поперечное:

$$W_c = \sum_{i=1}^n k_{zi}(\omega) \sigma_{\ddot{z}i}^2.$$

Полная энергия (эквивалентная вибронегруженности), подводимая к сиденью водителя и определяющая его ощущения:

$$W_c = k_{ki} \sigma_{\ddot{z}ki}^2 + k_{zci} \sigma_{\ddot{z}ci}^2 + k_{xi} \sigma_{\ddot{x}ci}^2 + k_{yi} \sigma_{\ddot{y}ci}^2,$$

где k_{ki} , k_{zci} , k_{xi} , k_{yi} — весовые коэффициенты, учитывающие частоту воздействия и направление колебаний [1]; $\sigma_{\ddot{z}ki}^2$ — вертикальная составляющая среднее квадратическое ускорения, передаваемая оператору от пола кабины; $\sigma_{\ddot{z}ci}^2$ — вертикальная составляющая среднее квадратического ускорения, передаваемая оператору через сиденье; $\sigma_{\ddot{x}ci}^2$, $\sigma_{\ddot{y}ci}^2$ — продольные и поперечные составляющие среднее квадратического ускорения, передаваемые через сиденье.

Ощущения человека при колебаниях от 0,5 до 80–100 Гц, направленных вдоль человеческого тела (вертикальной, продольной, поперечной), оценивались по кривым, приведенным на рис. 3.

Известно, что мощность колебаний, соответствующая комфорту, отвечает значениям 0,2–0,3 Вт, предельно допустимая — 6–10 Вт.

С другой стороны, мощность, поглощаемая водителем (оператором) при колебаниях, действует на его физиологическое состояние, параметрами которого являются частота сердечных сокращений ЧСС, вариационный размах пульса ВР, амплитуда моды сердечного ритма АМо, как результат — индекс напряжения регуляторных систем ИН, то есть $W(4, ВР, АМо, ИН)$. Авторы предлагают рассматривать поглощаемую мощность с учетом вышеуказанных факторов на основе математического планирования эксперимента.

Определяя вибронегруженность, подводимую к оператору, для трактора "Беларус-3022ДВ" с учетом коэффициентов усвоения на рис. 4, для $\omega = 1,5$ Гц, $\sigma_{\ddot{z}k} = 1,5$ м/с², $\sigma_{\ddot{z}c} = 1,2$ м/с², $\sigma_{\ddot{x}c} = 0,4$ м/с² находим:

$$W = k_{zk} \sigma_{\ddot{z}k}^2 + k_{zc} \sigma_{\ddot{z}c}^2 + k_{xc} \sigma_{\ddot{x}c}^2 = 0,038 + 0,431 + 0,623 = 0,996 \text{ Вт}.$$

Коэффициенты k_{zk} , k_{zc} , k_{xc} , k_{yc} , учитывающие особенности восприятия в зависимости от частоты колебаний и их направления, показаны в виде кривых на рис. 5.

Оценим воздействие колебаний на водителя в течение рабочего дня для трактора "Беларус-3022ДВ". По результатам испытаний случайные колебания характеризовались частотами, средними квадратическими ускорениями в м/с² и продолжительностью действия, значения которых приведены в таблице.

Из рис. 4 найдем значения k_z и приведем их к заданным полосам частот.

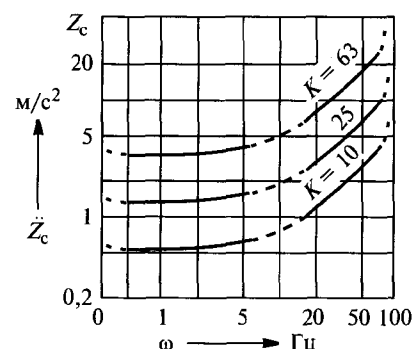


Рис. 3. Кривые одинаковых ощущений при гармонических колебаниях

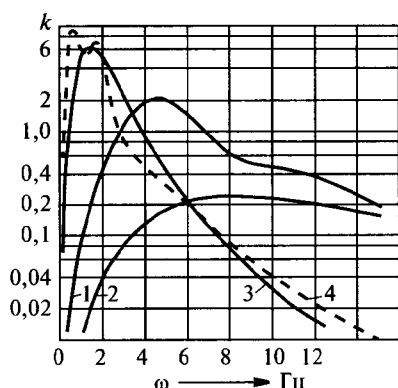


Рис. 4. Коэффициенты усвоения при гармонических колебаниях, действующих вдоль осей человеческого тела:

1 — вертикальная ось (через сиденье); 2 — вертикальная (через ноги); 3 — продольная; 4 — поперечная

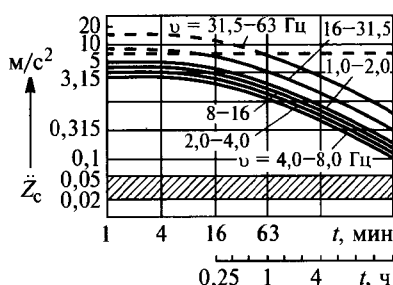


Рис. 5. Средние квадратические ускорения, соответствующие границе допустимой утомляемости при вертикальных гармонических колебаниях в зависимости от продолжительности t колебаний (заштрихована область пороговых ощущений при наибольшей чувствительности)

Для первого режима (t_1):

$$\ddot{z}_1 = \sqrt{\ddot{z}_{11}^2 k_{z_1}^2 + \ddot{z}_{13}^2 k_{z_3}^2 + \ddot{z}_{16}^2 k_{z_6}^2} = \sqrt{0,25^2 \cdot 0,6^2 + 0,5^2 \cdot 1^2 + 0,5^2 \cdot 0,18^2} = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

Для второго режима (t_2):

$$\ddot{z}_2 = \sqrt{\ddot{z}_{21}^2 k_{z_1}^2 + \ddot{z}_{23}^2 k_{z_3}^2 + \ddot{z}_{26}^2 k_{z_6}^2} = \sqrt{0,27^2 \cdot 0,6^2 + 0,3^2 \cdot 1^2 + 0,3^2 \cdot 0,18^2} = 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Для третьего режима (t_3):

$$\ddot{z}_3 = \sqrt{\ddot{z}_{31}^2 k_{z_1}^2 + \ddot{z}_{33}^2 k_{z_3}^2 + \ddot{z}_{36}^2 k_{z_6}^2} = \sqrt{0,65^2 \cdot 0,6^2 + 0,45^2 \cdot 1^2 + 0,4^2 \cdot 0,18^2} = 0,6 \text{ м/с}^2.$$

Для проверки соответствия заданного режима колебания условию сохранения производительности труда по кривым (см. рис. 4), допустимая продолжительность колебаний, соответствующая граничным значениям ускорений с учетом норм для полосы частот 4—8 Гц, равна:

\ddot{z}_1 соответствует $[T_1] = 240$ мин;

Характеристика случайных колебаний

Продолжительность действия, мин	Средние квадратические ускорения, м/с ² , при полосе частот, Гц		
	1—2	4—8	31,5—63
$t_1 = 120$	$\ddot{z}_{11} = 0,25$	$\ddot{z}_{13} = 0,5$	$\ddot{z}_{16} = 0,5$
$t_2 = 30$	$\ddot{z}_{21} = 0,27$	$\ddot{z}_{23} = 0,3$	$\ddot{z}_{26} = 0,3$
$t_3 = 8$	$\ddot{z}_{31} = 0,65$	$\ddot{z}_{33} = 0,45$	$\ddot{z}_{36} = 0,4$

\ddot{z}_2 соответствует $[T_2] = 300$ мин;

\ddot{z}_3 соответствует $[T_3] = 180$ мин.

Продолжительность колебаний, эквивалентная этому режиму:

$$T_3 = t_1 \frac{[T_2]}{[T_1]} + t_2 + t_3 \frac{[T_2]}{[T_3]} = 120 \frac{300}{240} + 30 + 8 \frac{300}{180} \approx 193 \text{ мин.}$$

Следовательно, заданный режим колебаний допустим для здоровья, так как $T_3 < [T_2] = 300$ мин, но такой режим ведет к некоторому снижению производительности труда вследствие появления утомления.

Однако данная методика не является исчерпывающей с точки зрения производительности труда. Авторами предложена методика, позволяющая определять физиологическое состояние оператора-водителя с точки зрения утомления по индексу напряжения ИН, который зависит от возмущения, шума и подвески сиденья.

Влияние поглощаемой мощности на физиологические факторы водителя (оператора), определенное по методике полного факторного эксперимента, описано следующей корреляционной зависимостью:

$$W = 0,18 + 0,13Ч + 0,09ВР + 0,14А,1 + 0,53И,5.$$

Полученное выражение отражает сложность восприятия колебаний водителем (оператором): продольные ускорения составляют 38 %, а вертикальные — 64 % поглощаемой мощности колебаний.

Из анализа колебаний основания кабины и испытателя на сиденье по модели, эквивалентной подвеске сиденья трактора "Беларус", можно сделать следующие выводы:

- при движении по ровной грунтовой дороге со скоростью 3—5 км/ч роль сиденья состоит в основном в поглощении высокочастотных колебаний (свыше 10 Гц);
- при гармонических колебаниях роль поддрессирования сиденья проявляется сильнее (ускорения уменьшаются на всех частотах).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. — Изд. 3-е, перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
2. Тракторы. Теория: учебное пособие для студентов по спец. "Автомобили и тракторы" / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
3. Троицкий В. А. Оптимальные процессы колебаний механических систем / В. А. Троицкий. — Л.: Машиностроение; Ленингр. отд-ние, 1976. — 248 с.